

PATENT ABSTRACTS OF JAPAN

(11)Publication number : 2000-356488
(43)Date of publication of application : 26.12.2000

(51)Int.CI.

F28F 1/02

(21)Application number : 11-165410
(22)Date of filing : 11.06.1999

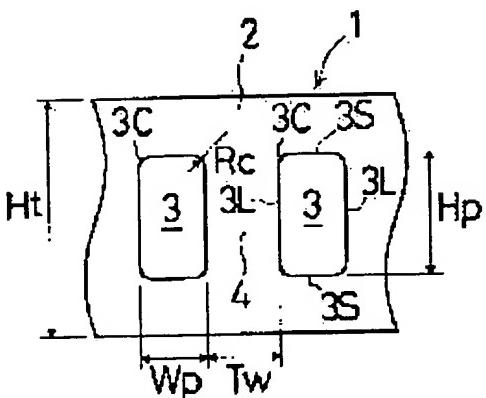
(71)Applicant : SHOWA ALUM CORP
(72)Inventor : NAGAI YUICHI
FURUKAWA YUICHI

(54) TUBE FOR HEAT EXCHANGER

(57)Abstract:

PROBLEM TO BE SOLVED: To provide a tube for heat exchanger provided with strength sufficient for withstanding the pressure of CO₂ refrigerant while enhancing heat exchanging performance.

SOLUTION: The tube 1 for heat exchanger is produced by providing a flat tube body 2 having width longer than the height with a plurality of heat carrier channels 3 extending in the longitudinal direction of the tube while being arranged in parallel in the widthwise direction thereof. The heat carrier channel 3 has rectangular cross-section elongated in the thickness direction of the tube and arcuate joints (corner part 3C) are formed at the long side parts 3L on the opposite sides of the short side part 3S of the heat carrier channel 3.



LEGAL STATUS

[Date of request for examination] 28.03.2001

[Date of sending the examiner's decision of rejection]

[Kind of final disposal of application other than the examiner's decision of rejection or application converted registration]

[Date of final disposal for application]

[Patent number] 3313086

[Date of registration] 31.05.2002

[Number of appeal against examiner's decision of rejection]

[Date of requesting appeal against examiner's decision of rejection]

[Date of extinction of right]

(19)日本国特許庁 (J P)

(12) 公開特許公報 (A)

(11)特許出願公開番号
特開2000-356488
(P2000-356488A)

(43)公開日 平成12年12月26日 (2000.12.26)

(51) Int.Cl.⁷

F 28 F 1/02

識別記号

F I

F 28 F 1/02

マーク (参考)

B

審査請求 未請求 請求項の数12 O L (全 7 頁)

(21)出願番号 特願平11-165410

(22)出願日 平成11年6月11日 (1999.6.11)

(71)出願人 000186843

昭和アルミニウム株式会社
大阪府堺市海山町6丁224番地

(72)発明者 永井 裕一
堺市海山町6丁224番地 昭和アルミニウム株式会社内

(72)発明者 古川 裕一
堺市海山町6丁224番地 昭和アルミニウム株式会社内

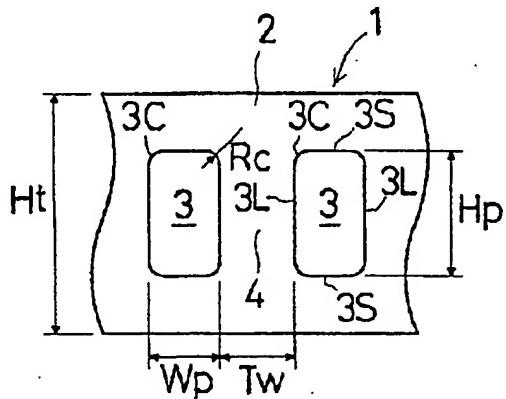
(74)代理人 100071168
弁理士 清水 久義 (外2名)

(54)【発明の名称】 熱交換器用チューブ

(57)【要約】

【課題】 熱交換性能の向上を図りつつ、CO₂冷媒用として十分な耐圧強度を有する熱交換器用チューブを提供する。

【解決手段】 本発明は、高さに比べて幅が長い扁平状のチューブ本体2に、チューブ長さ方向に延びる複数の熱媒体通路3が、チューブ幅方向に並列状に形成された熱交換器用チューブ1を対象とする。熱媒体通路3が、チューブ厚み方向に長い長方形の断面形状に形成され、その熱媒体通路3における短辺部3S両側の長辺部3Lとの連接部(コーナ部3C)が円弧状に形成される。



1 : 热交換器用チューブ 2 : チューブ本体

3 : 冷媒通路 3C : コーナ部 3L : 長辺部

3S : 短辺部 Hp : 通路高さ Ht : チューブ高さ

Tw : 仕切り厚み Wp : 通路幅 Wt : チューブ幅

【特許請求の範囲】

【請求項1】 高さ寸法に比べて幅寸法が長い扁平状のチューブ本体に、チューブ長さ方向に延びる複数の熱媒体通路が、チューブ幅方向に並列状に形成された熱交換器用チューブにおいて、前記熱媒体通路が、チューブ高さ方向に長い縦長の断面形状に形成されて、その断面視において前記熱媒体通路の周辺部が、両側の長辺部と、その長辺部よりも短い上下の短辺部とを有し、前記両側の長辺部が互いに平行に形成されるとともに、前記短辺部における少なくとも長辺部との連接部が円弧状に形成されてなることを特徴とする熱交換器用チューブ。

【請求項2】 前記熱媒体通路の高さ（通路高さ）を「 H_p 」、チューブ高さを「 H_t 」としたとき、
 $0.3H_t \leq H_p \leq 0.7H_t$
 の関係が成立するよう構成されてなる請求項1記載の熱交換器用チューブ。

【請求項3】 前記熱媒体通路の幅（通路幅）を「 W_p 」、通路高さを「 H_p 」としたとき、
 $0.2H_p \leq W_p < 1.0H_p$
 の関係が成立するよう構成されてなる請求項1又は2記載の熱交換器用チューブ。

【請求項4】 前記チューブ本体における隣合う熱媒体通路間の仕切壁の厚みを「 T_w 」、通路幅を「 W_p 」としたとき、

$0.5W_p \leq T_w \leq 1.5W_p$
 の関係が成立するよう構成されてなる請求項1ないし3のいずれかに記載の熱交換器用チューブ。

【請求項5】 前記熱媒体通路の総断面積を「 S_p 」としたとき、

$5\text{ mm}^2 \leq S_p$
 の関係が成立するよう構成されてなる請求項1ないし4のいずれかに記載の熱交換器用チューブ。

【請求項6】 前記チューブ本体の総断面積から熱媒体通路の総通路断面積を差し引いた面積（バルク部の断面積）を「 S_b 」、前記熱媒体通路の総断面積を「 S_p 」としたとき、

$S_p / S_b \leq 1/2$
 の関係が成立するよう構成されてなる請求項1ないし5のいずれかに記載の熱交換器用チューブ。

【請求項7】 前記熱媒体通路の総断面積を「 S_p 」、チューブ高さを「 H_t 」、チューブ幅を「 W_t 」としたとき、

$5\text{ mm}^2 \leq S_p \leq W_t \cdot H_t / 3$
 の関係が成立するよう構成されてなる請求項1ないし6のいずれかに記載の熱交換器用チューブ。

【請求項8】 前記チューブ高さを「 H_t 」としたとき、
 $H_t \leq 4\text{ mm}$

の関係が成立するよう構成されてなる請求項1ないし7のいずれかに記載の熱交換器用チューブ。

【請求項9】 前記長辺部が直線状に形成されるとともに、前記短辺部の中間が直線状に形成されて、前記熱媒体通路が長方形断面を有する請求項1ないし8のいずれかに記載の熱交換器用チューブ。

【請求項10】 前記短辺部における前記長辺部との連接部の曲率半径が、通路幅に対し、10以上%に設定されてなる請求項9記載の熱交換器用チューブ。

10 【請求項11】 前記短辺部が半円弧状に形成されて、前記熱媒体通路が長穴形断面を有する請求項1ないし8のいずれかに記載の熱交換器用チューブ。

【請求項12】 前記熱媒体通路の周辺部に、インナーフィンが形成されてなる請求項1ないし8のいずれかに記載の熱交換器用チューブ。

【発明の詳細な説明】

【0001】

【発明の属する技術分野】この発明は、カーエアコンのコンデンサ等に好適に適用される熱交換器用チューブに関するものである。

【0002】

【従来の技術】従来、カーエアコン用コンデンサに適用される熱交換器として、図8及び図9に示すように、マルチフロータイプと称される熱交換器（50）が多く採用されている。

【0003】この熱交換器（50）は、一对の垂直方向に沿うヘッダー（52）（52）間に、それぞれ両端を両ヘッダー（52）（52）に連通接続する複数本の熱交換器用チューブ（53）が並列状に配置されるとともに、チューブ（53）の各間及び最外側のチューブ（53）の外側にフィン（54）がそれぞれ配置され、更に最外側のフィン（54）の外側にサイドプレート（55）が配置される。また、ヘッダー（52）（52）に設けられた仕切部材（56）によって、熱交換チューブ（53）が区分けされて、複数のバス（P1）～（P3）が形成される。そしてヘッダー上部の冷媒入口（57）から流入された冷媒が、各バス（P1）～（P3）を順に流通し、その流通時に外気との熱交換により凝縮液化された後、ヘッダー下部の冷媒出口（58）から流出されるものである。

【0004】このような熱交換器（50）のチューブ（53）としては、図8ないし図10に示すように、厚み寸法が幅寸法に比べて短い扁平状のチューブ本体（53a）に、チューブ長さ方向に延びる断面矩形状の複数の冷媒通路（53b）が、チューブ幅方向に並列状に形成されたアルミニウム押出チューブからなるものが一般に使用されている。

【0005】一方、従来において、空調機器用の冷媒として、HCFC（ハイドロクロロフルオロカーボン）、HFC（ハイドロフルオロカーボン）が広く使用されて

いるが、HFC冷媒は、オゾン破壊物質として既に西暦2020年を目標に全廃が決定されており、またHFC冷媒も温暖化物質であるということから、大気中への排出が強く規制されており、これらHFC冷媒、HFC冷媒等のフロン冷媒における代替物質の開発、いわゆる脱フロン化の技術開発が急務となっている。

【0006】このような状況下において、近年、脱フロン対策の一つとして、二酸化炭素(CO₂)を冷媒とする冷凍サイクルが提案されている。CO₂は自然界に存在する自然冷媒の一つで、フロンに比べて、地球環境にほとんど影響を及ぼすようなことはない。

【0007】ところが、CO₂を蒸気圧縮式冷凍サイクルの冷媒に適用した場合、CO₂固有の熱力学的性質により超臨界サイクルとなるため、常用圧力レベルが高圧側で10 MPa程度にまで達し、フロン冷媒の常用圧力(3~4 MPa)に比較して非常に高くなる。このため、CO₂を冷媒として利用する場合、安全性を十分に考慮すると、熱交換器用チューブとして、常用圧力レベルの3倍程度の耐圧強度、具体的には30 MPa程度の耐圧強度を有するものを使用する必要がある。

【0008】

【発明が解決しようとする課題】しかしながら、上記図8ないし図10に示す従来の熱交換器用チューブ(53)は、冷媒通路(53b)のコーナ部の一点に冷媒圧力が集中するので、CO₂冷媒用としては、十分な耐圧強度を有しているとは言えず、具体的には、耐圧強度が15 MPa程度であり、CO₂冷媒用としてそのまま適用することは困難である。

【0009】一方、耐圧強度を向上させるために、図11の熱交換器用チューブ(63)に示すように、冷媒通路(63b)を、真円形断面に形成することが考えられる。

【0010】しかしながら、この構造の熱交換器用チューブ(63)においては、冷媒通路(63b)が真円形であるため、所定の通路断面を確保しようとすると、隣合う冷媒通路(63b)(63b)間の仕切壁(63c)における厚み寸法、特に仕切壁(63c)のチューブ厚み方向中間位置における厚み寸法を十分に確保できない上、その仕切壁(63c)の中間位置に、冷媒圧力による引張応力が集中するので、計算上、仕切壁(63c)が20 MPa程度で破壊する恐れがあり、CO₂冷媒用として、十分な耐圧強度を付与することは困難である。なお、仕切壁(63c)の厚み、特にその仕切壁(63c)の中間位置の厚みを大きく確保しようとすると、通路断面及び伝熱断面が小さくなり、熱交換性能の低下を来す恐れがある。

【0011】この発明は、上記の実情に鑑みてなされたもので、熱交換性能の向上を図りつつ、十分な耐圧強度を有し、CO₂冷媒用として好適に使用することができる熱交換器用チューブを提供することを目的とする。

【0012】

【課題を解決するための手段】上記目的を達成するため、この発明は、高さ寸法に比べて幅寸法が長い扁平状のチューブ本体に、チューブ長さ方向に延びる複数の熱媒体通路が、チューブ幅方向に並列状に形成された熱交換器用チューブにおいて、前記熱媒体通路が、チューブ高さ方向に長い縦長の断面形状に形成されて、その断面視において前記熱媒体通路の周辺部が、両側の長辺部と、その長辺部よりも短い上下の短辺部とを有し、前記両側の長辺部が互いに平行に形成されるとともに、前記短辺部における少なくとも長辺部との接続部が円弧状に形成されてなるものを要旨としている。

【0013】この発明の熱交換器用チューブにおいては、熱媒体通路の短辺部における長辺部との接続部が円弧状に形成されているため、熱媒体通路内を通過する熱媒体の圧力による応力が、熱媒体通路における周辺部の一部、特にコーナ部の一部に集中することではなく、適当に分散させることができる。

【0014】更に熱媒体通路における両側の長辺部が、互いに平行にチューブ高さ方向に沿って形成されるため、隣合う熱媒体通路間の仕切壁が、通路高さ内のほぼ全域にわたって均一な厚さで、かつ十分な厚みに形成することができる。このため、仕切壁において、熱媒体の圧力による引張応力の局部集中を回避できる上更に、十分な強度を確保することができる。

【0015】また熱媒体通路は、チューブ高さ方向に長い縦長の断面形状に形成されているため、例えば真円形断面のものに比べて、断面積を大きくでき、通路断面及び伝熱断面を大きく確保することができる。

【0016】一方、本発明においては、以下に示すような構成を採用する場合、より一層、熱性能、耐圧強度を向上させることができる。

【0017】すなわち、本発明においては、前記熱媒体通路の高さ(通路高さ)を「H_p」、チューブ高さを「H_t」としたとき、 $0.3H_t \leq H_p \leq 0.7H_t$ の関係が成立するよう構成するのが好ましい。

【0018】更に本発明においては、前記熱媒体通路の幅(通路幅)を「W_p」、通路高さを「H_p」としたとき、 $0.2H_p \leq W_p < 1.0H_p$ の関係が成立するよう構成するのが良い、また本発明においては、前記チューブ本体における隣合う熱媒体通路間の仕切壁の厚みを「T_w」、通路幅を「W_p」としたとき、 $0.5W_p \leq T_w \leq 1.5W_p$ の関係が成立するよう構成するのが望ましい。

【0019】また本発明においては、前記熱媒体通路の総断面積を「S_p」としたとき、 $5mm^2 \leq S_p$ の関係が成立するよう構成するのが、より好ましい。

【0020】更に本発明においては、前記チューブ本体の総断面積から熱媒体通路の総断面積を差し引いた面積(バルク部の断面積)を「S_b」、前記熱媒体通路の総

通路断面積を「 S_p 」としたとき、 $S_p/S_b \leq 1/2$ の関係が成立するよう構成するのが、より望ましい。

【0021】更に本発明においては、前記熱媒体通路の総断面積を「 S_p 」、チューブ高さを「 H_t 」、チューブ幅を「 W_t 」としたとき、 $5\text{mm}^2 \leq S_p \leq W_t \cdot H_t / 3$ の関係が成立するよう構成するのが、より一層好ましい。

【0022】更に本発明においては、前記チューブ高さを「 H_t 」としたとき、 $H_t \leq 4\text{mm}$ の関係が成立するよう構成するのが、より一層望ましい。

【0023】また本発明においては、熱媒体通路を、以下に示すように特有の構造に形成するのが良い。

【0024】すなわち本発明においては、前記長辺部が直線状に形成されるとともに、前記短辺部の中間が直線状に形成されて、前記熱媒体通路が長方形断面を有する構成を採用するのが、なお一層好ましい。

【0025】更に本発明においては、前記短辺部における前記長辺部との接続部の曲率半径が、通路幅に対し、10以上%に設定されてなる構成を採用するのが、なお一層望ましい。

【0026】また本発明においては、前記短辺部が半円弧状に形成されて、前記熱媒体通路が長穴形断面を有する構成を採用するのが、一段と好ましい。

【0027】更に本発明においては、前記熱媒体通路の周辺部に、インナーフィンが形成されてなる構成を採用するのが、一段と望ましい。

【0028】

【発明の実施の形態】<第1の実施形態>図1ないし図3はこの発明の第1の実施形態である熱交換器用チューブ(1)を示す図である。これらの図に示すように、この熱交換器用チューブ(1)は、例えば上記図7に示すマルチフロータイプの熱交換器やバラレルフロータイプの熱交換器と同様な熱交換器の熱交換チューブとして使用されるものであり、長尺なアルミニウム押出成形品をもって構成されている。

【0029】この熱交換チューブ(1)は、高さ(H_t)が幅(W_t)よりも短い扁平なチューブ本体(2)を有している。

【0030】チューブ本体(2)には、それぞれチューブ長さ方向に沿って延びる複数の冷媒(熱媒体)通路(3)がチューブ幅方向に並列状に形成されている。各冷媒通路(3)は、その断面形状がチューブ高さ方向に長い長方形に形成されており、その断面視において、冷媒通路(3)の周辺部が、互いに平行な両側の長辺部(3L)(3L)と、長辺部(3L)よりも短い上下の短辺部(3S)(3S)とを有している。短辺部(3S)の両側における長辺部(3L)との接続部、つまり長辺部(3L)と短辺部(3S)とのコーナ部(3C)は、円弧状に形成されている。

【0031】ここで本実施形態において、伝熱断面を大

きくして十分な熱交換性能を得るには、冷媒通路(3)の総断面積を、 5mm^2 以上に設定するのが好ましく、つまり冷媒通路(3)の総断面積を「 S_p 」としたとき、下式(イ)を成立させるのが好ましい。

【0032】 $5\text{mm}^2 \leq S_p \dots$ (イ)

また、チューブ高さを「 H_t 」、冷媒通路(3)の高さ(通路高さ)を「 H_p 」、冷媒通路(3)の幅(通路幅)を「 W_p 」、隣合う冷媒通路(3)間における仕切壁(4)の厚み(仕切り厚み)を「 T_w 」としたとき、十分な耐圧強度を得るために、下式(口)(ハ)を成立させるのが好ましい。

【0033】 $0.3H_t \leq H_p \leq 0.7H_t \dots$ (口)

$0.5W_p \leq T_w \leq 1.5W_p \dots$ (ハ)

更にチューブ(1)の総断面積から冷媒通路(3)の総断面積(S_p)を差し引いた面積(バルク部の断面積)を「 S_b 」としたとき、十分な耐圧強度を得るために、下式(二)を成立させるのが好ましい。

【0034】 $S_p/S_b \leq 1/2 \dots$ (二)

ここでチューブ(1)の総断面積は、チューブ幅(W_t)にチューブ高さ(H_t)を掛け合わせた値($W_t \cdot H_t$)にほぼ等しいので、バルク部の断面積(S_b)は、「 $W_t \cdot H_t - S_p$ 」と置き換えることができる。従ってこれを、上式(二)に当てはめることにより、下式(ホ)が成立し、更にその式(ホ)から下式(ヘ)が導かれる。

【0035】

$S_p / (W_t \cdot H_t - S_p) \leq 1/2 \dots$ (ホ)

$S_p \leq W_t \cdot H_t / 3 \dots$ (ヘ)

更に上式(イ)(ヘ)から下式(ト)が導かれる。

【0036】 $5\text{mm}^2 \leq S_p \leq W_t \cdot H_t / 3 \dots$ (ト)
つまり、本実施形態においては、上式(ト)の関係を成立させることにより、十分な熱交換性能及び十分な耐圧強度を有する熱交換チューブ(1)を得ることができるものである。

【0037】また本実施形態においては、耐圧強度等を、一層向上させるために、通路幅を「 W_p 」、通路高さを「 H_p 」、チューブ高さを「 H_t 」としたとき、下式(チ)(リ)を成立させるのが好ましい。

【0038】 $0.2H_p \leq W_p < 1.0H_p \dots$ (チ)

$H_t \leq 4\text{mm} \dots$ (リ)

更に耐圧強度等を、より一層向上させるために、コーナ部(3C)の曲率半径(R_c)を、通路幅(W_p)に対し、10%以上、50%未満に設定するのが好ましい。

【0039】以上の構成の熱交換器用チューブ(1)は、CO₂冷媒使用の冷凍サイクルにおける熱交換器に好適に採用することができ、十分な耐圧強度を有するものである。すなわち、熱交換器用チューブ(1)における冷媒通路(3)は、コーナ部(3C)が円弧状に形成された長方形断面に形成されているため、冷媒通路(3)を通過する冷媒圧力による応力が、コーナ部(3)

C) の一部に集中することではなく、適当に分散するので、応力の局部集中を回避することができ、十分な耐圧強度を得ることができる。

【0040】しかも冷媒通路(3)の長辺部(3L)を、チューブ高さ方向に沿って直線状に形成しているため、隣合う冷媒通路(3)(3)間の仕切壁(4)が、通路高さ内のほぼ全域にわたって均一な厚さに形成することができ、冷媒圧力による引張応力の局部集中を回避できる上更に、仕切壁(4)を十分な厚みに形成することができ、十分な強度を得ることができる。従って、一段と、耐圧強度を向上させることができる。

【0041】また冷媒通路(3)は、チューブ高さ方向に長い長方形断面に形成されているため、例えば真円形断面のものに比べて、断面積を大きくすることができるので、通路断面及び伝熱断面を大きく確保することができ、熱交換性能を向上させることができる。

【0042】<第2の実施形態>図4及び図5はこの発明の第2の実施形態である熱交換器用チューブ(11)を示す図である。両図に示すように、この熱交換器用チューブ(11)は、上記第1実施形態の熱交換器用チューブ(11)に対し、冷媒通路(13)の断面形状が相違している。すなわち、各冷媒通路(13)は、その断面形状がチューブ高さ方向に長い長穴形に形成されており、長辺部(13L)がチューブ高さ方向に沿う直線状に形成されるとともに、短辺部(13S)が半円弧状に形成されている。

【0043】ここで本実施形態においても、上記第1の実施形態と同様、チューブ高さを「Ht」、チューブ幅を「Wt」、通路高さ「Hp」、通路幅「Wp」、仕切り厚みを「Tw」、バルク部の断面積を「Sb」、通路総断面積を「Sp」としたとき、上記の関係式(イ)～(リ)を成立させるのが好ましい。

【0044】なお本実施形態において、短辺部(13S)の半径(Rs)は、通路幅(Wp)に対し、50%に設定されている。

【0045】他の構成は、上記第1の実施形態と同様であるため、同一部分に相当符号を付して、重複説明は省略する。

【0046】この熱交換器用チューブ(11)においても、冷媒圧力による応力が、冷媒通路(13)における周辺部の一部に集中することがなく、しかも引張応力が仕切壁(14)の一部に集中することもない。更に仕切壁(14)を十分な厚みに形成することができるので、十分な強度を得ることができます。従って十分な耐圧強度を得ることができ、CO₂冷媒用として好適に使用することができる。

【0047】また冷媒通路(13)は、長穴形に形成されているため、通路断面及び伝熱断面を大きく確保することができ、熱交換性能を向上させることができる。

【0048】<第3の実施形態>図6及び図7はこの発

明の第3の実施形態である熱交換器用チューブ(21)を示す図である。両図に示すように、このチューブ(21)は、冷媒通路(23)の内周面全域に、長さ方向に沿って連続する断面波形のインナーフィン(30)が設けられる点において、上記第1の実施形態と相違している。

【0049】その他の構成は、上記第1及び第2の実施形態と同様であるため、同一部分に相当符号を付して、重複説明は省略する。

【0050】なお本実施形態においても、上記第1及び第2の実施形態と同様、チューブ高さを「Ht」、チューブ幅を「Wt」、通路高さ「Hp」、通路幅「Wp」、仕切り厚みを「Tw」、バルク部の断面積を「Sb」、通路総断面積を「Sp」としたとき、上記の関係式(イ)～(リ)を成立させるのが好ましい。

【0051】この実施形態の熱交換器用チューブ(21)においても、上記と同様に、同様な効果を得ることができます。更に本実施形態においては、冷媒通路(23)の内周面に、インナーフィン(30)を形成しているため、伝熱面積の増大により、より一層優れた熱交換性能を得ることができます。

【0052】なお、本発明においては、上記第2の実施形態のような長穴断面の冷媒通路を有するチューブに、第3の実施形態のようにインナーフィンを形成することも可能である。

【0053】また、本発明においては、冷媒通路を、第1及び第2実施形態を組み合わせたような断面形状に形成することもできる。例えば冷媒通路における短辺部を大きい半径の円弧状に形成するとともに、その短辺部における長辺部との接続部(コーナ部)を、曲率半径の小さい円弧状に形成するようなことも可能である。

【0054】

【発明の効果】以上のように、本発明の熱交換器用チューブによれば、チューブ本体における熱媒体通路が、チューブ高さ方向に長い縦長の断面形状を有し、その断面における両側の長辺部が互いに平行に形成されるとともに、短辺部における長辺部との接続部が円弧状に形成されるため、熱媒体の圧力による応力が、例えばコーナ部の一部に集中せず、適当に分散する上更に、通路間仕切壁を通路高さ内のほぼ全域にわたって均一な厚みに形成でき、引張応力が仕切壁の一部に集中するのを回避することができるとともに、仕切壁を十分な厚みに形成でき、十分な強度を得ることができます。従って、十分な耐圧強度を得ることができ、CO₂冷媒用の熱交換チューブとして好適に使用することができる。また熱媒体通路は、縦長の断面形状に形成しているため、通路断面及び伝熱断面を大きく確保することができ、熱交換性能を向上させることができるという効果がある。

【0055】一方、本発明において、チューブ幅、チューブ高さ、通路高さ、通路幅、仕切り厚みを特定の値に

9

形成する場合、又はチューブ断面や熱媒体通路断面を特定の値の断面形状に形成する場合には、上記の効果をより一層確実に得ることができるという利点がある。

【図面の簡単な説明】

【図1】この発明の第1の実施形態である熱交換器用チューブを示す斜視図である。

【図2】第1実施形態の熱交換器用チューブを示す断面図である。

【図3】第1実施形態の熱交換器用チューブを示す拡大断面図である。

【図4】この発明の第2の実施形態である熱交換器用チューブを示す断面図である。

【図5】第2実施形態の熱交換器用チューブを示す拡大断面図である。

【図6】この発明の第3の実施形態である熱交換器用チューブを示す断面図である。

【図7】第3実施形態の熱交換器用チューブを示す拡大断面図である。

【図8】マルチフロータイプの熱交換器を示す正面図である。

【図9】従来のマルチフロータイプの熱交換器における熱交換チューブのヘッダーとの連結部を分解して示す斜視図である。

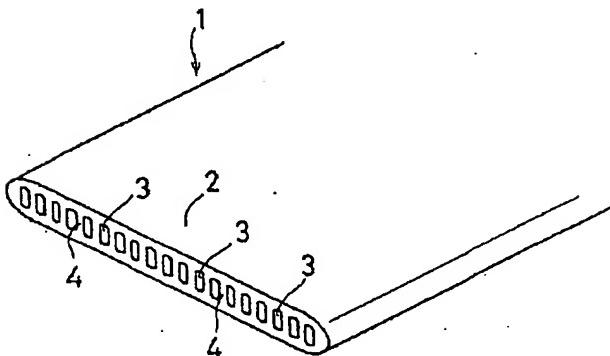
【図10】従来の熱交換器用チューブを示す断面図である。

【図11】従来の提案案としての熱交換器用チューブを示す断面図である。

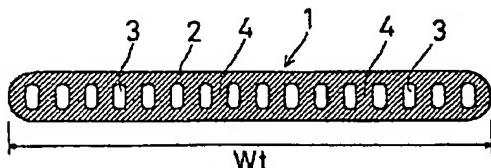
【符号の説明】

- 1、11、21…熱交換器用チューブ
- 10 2、12、22…チューブ本体
- 3、13、23…冷媒通路（熱媒体通路）
- 30…インナーフィン
- 3C、23C…コーナ部（接続部）
- 3L、13L、23L…長辺部
- 3S、13S、23S…短辺部
- H_p…通路高さ
- H_t…チューブ高さ
- T_w…仕切り厚み
- W_p…通路幅
- 20 W_t…チューブ幅

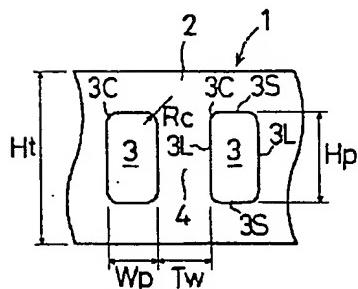
【図1】



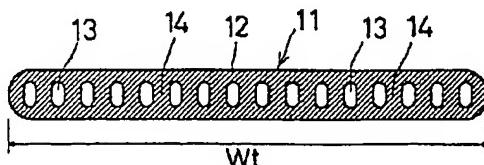
【図2】



【図3】

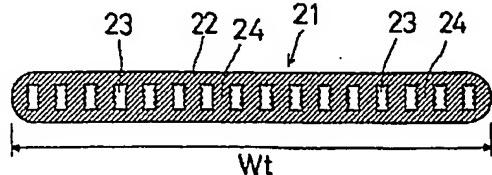


【図4】

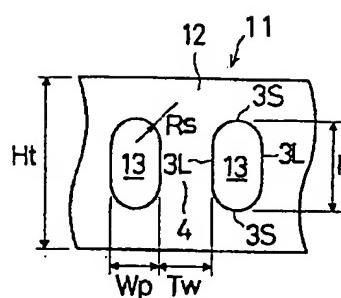


1 : 热交換器用チューブ 2 : チューブ本体
3 : 冷媒通路 3C : コーナ部 3L : 長辺部
3S : 短辺部 Hp : 通路高さ Ht : チューブ高さ
Tw : 仕切り厚み Wp : 通路幅 Wt : チューブ幅

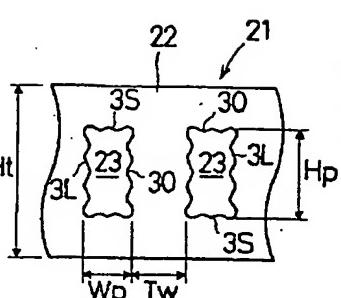
【図6】



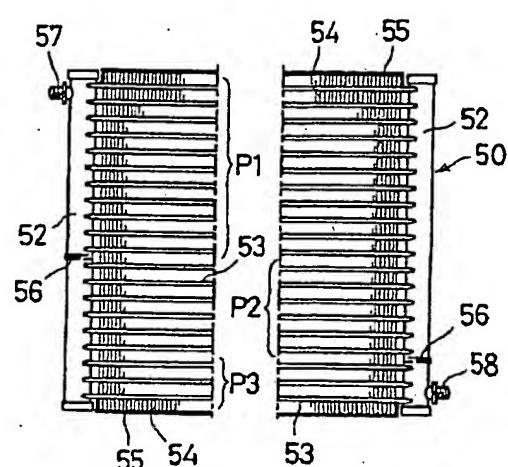
【図5】



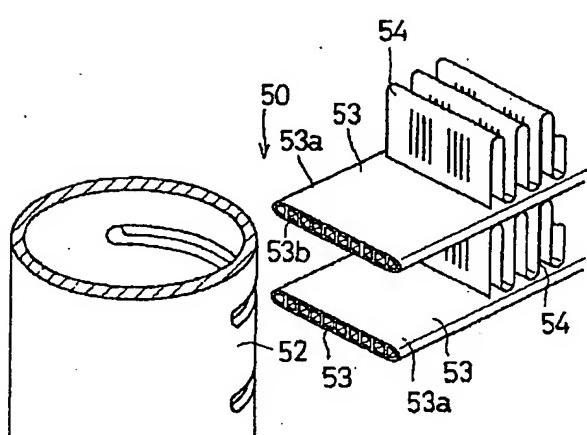
【図7】



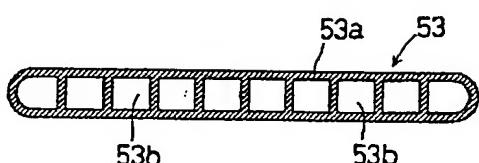
【図8】



【図9】



【図10】



【図11】

